

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-295608

(43)Date of publication of application : 09.10.2002

(51)Int.Cl.

F16H 3/66
F16H 3/62

(21)Application number : 2001-097435

(71)Applicant : AISIN AW CO LTD

(22)Date of filing : 29.03.2001

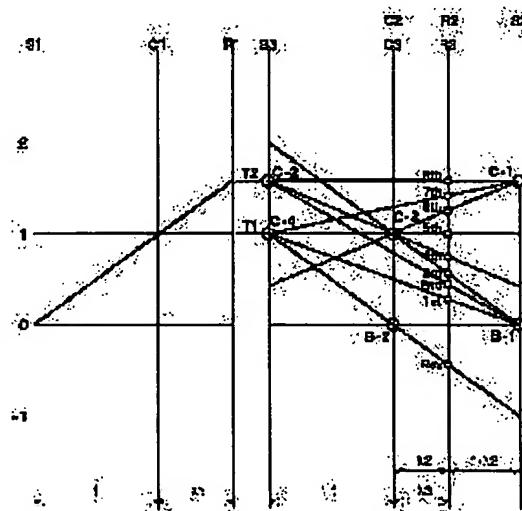
(72)Inventor : HAYABUCHI MASAHIRO
NISHIDA MASAAKI
KASUYA SATORU
GOTO KENJI
AOKI TOSHIHIKO

(54) AUTOMATIC TRANSMISSION FOR VEHICLE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To improve transmission efficiency by reducing the drag loss due to the high speed rotation of a free running element of a planetary gear, set in a multistage automatic transmission.

SOLUTION: This automatic transmission for a vehicle has a first speed ratio input route T1, a second speed ratio input route T2 having a speed ratio larger than that of the first route T1, the planetary gear set formed of four elements, a clutch C-2 for transmitting the rotation of the input route T2 to the first element S3 among the four elements arranged, in the order from the first to the fourth on a speed diagram, a clutch C-1 for transmitting the same to the fourth element S2, a clutch C-4 for transmitting the rotation of the input route T1 to the first element, a clutch C-3 for transmitting the same to the second element C3, a brake B-1 for locking the fourth element, a brake B-2 for locking the second element and an output member connected to the third element R3. With this structure, excessive high-speed rotation of the free running member is prevented, when changing speed with a combination of any of engagement element, and increase of the drag loss is prevented.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the

BEST AVAILABLE COPY

examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2002-295608

(P2002-295608A)

(43)公開日 平成14年10月9日 (2002.10.9)

(51)Int.Cl.

F 16 H 3/66
3/62

識別記号

F I

F 16 H 3/66
3/62

デマコト(参考)

A 3 J 0 2 8
A

審査請求 未請求 請求項の数4 O.L (全12頁)

(21)出願番号 特願2001-97435(P2001-97435)

(22)出願日 平成13年3月29日 (2001.3.29)

(71)出願人 000100768

アイシン・エイ・ダブリュ株式会社
愛知県安城市藤井町高根10番地

(72)発明者 早瀬 正宏

愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(72)発明者 西田 正明

愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(74)代理人 100095108

弁理士 阿部 英幸

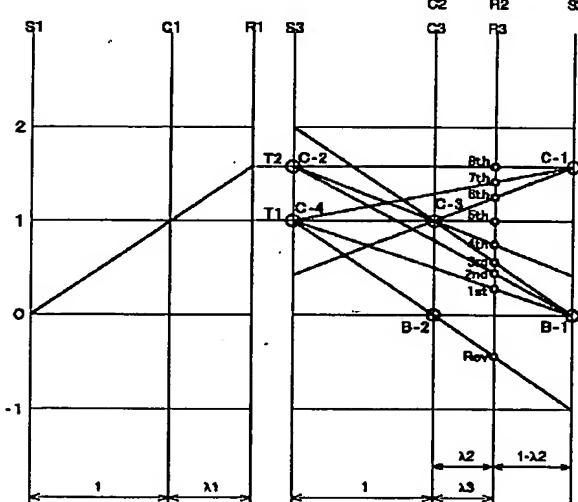
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 車両用自動変速機

(57)【要約】

【課題】 多段の自動変速機において、プラネタリギヤセットの空転要素の高回転による引き摺りロスを低減し、伝達効率を向上させる。

【解決手段】 車両用自動変速機は、第1の速度比の入力経路T1と、それより大きい速度比の入力経路T2と、4要素のプラネタリギヤセットと、4要素を、速度線図上で並び順で第1～第4要素として、入力経路T2の回転を、第1要素S3に伝達するクラッチC-2と、第4要素S2に伝達するクラッチC-1と、入力経路T1の回転を、第1要素に伝達するクラッチC-4と、第2要素C3に伝達するクラッチC-3と、第4要素を係止するブレーキB-1と、第2要素を係止するブレーキB-2と、第3要素R3に連結された出力部材とを有する。それにより、各係合要素のいずれの係合の組合せによる変速段達成時にも、空転要素の極端な高速回転が生じないため、引き摺り抵抗の増加が防がれる。



た出力部材とを有する。

【0006】上記の構成において、第1ブレーキの係合に対して、第4クラッチの係合により第1速、第2クラッチの係合により第2速、第3クラッチの係合に対して、第1ブレーキの係合により第3速、第2クラッチの係合により第4速、第4クラッチの係合により第5速を達成し、第1クラッチの係合に対して、第3クラッチの係合により第6速、第4クラッチの係合により第7速、第2クラッチの係合により第8速を達成する構成とするのが有効である。

【0007】上記の構成において、入力軸からの回転を増速して出力する増速プラネタリギヤを有し、該増速プラネタリギヤからの入力経路が前記第2の入力経路とされ、増速プラネタリギヤを介さない入力軸からの入力経路が前記第1の入力経路とされた構成を探ることができる。

【0008】また、上記の構成において、プラネタリギヤセットは、第1要素をサンギヤ、第2要素を該サンギヤに噛合するショートビニオンと該ショートビニオンに噛合するロングビニオンとを共に支持するキャリア、第3要素をロングビニオンに噛合するリングギヤ、第4要素をロングビニオンに噛合する他のサンギヤとするラビニヨタイプのギヤセットで構成されるのも有効である。

【0009】

【発明の作用及び効果】上記請求項1記載の構成では、各係合要素のいずれの係合の組合せによるプラネタリギヤセットの各要素の制御によっても、空転する要素の極端な高速回転が生じないため、空転要素につながる係合要素の引き摺りによる抵抗の増加を防ぐことができる。また、全ての前進変速段を通じて空転要素の逆回転が生じないため、シフトアップ・ダウンの際の係合要素の制御も容易となる。

【0010】次に、請求項2記載の構成では、各前進変速段の達成時に空転する要素の極端な高速回転が生じず、特に低速の第3速を除いては、入力回転を上回る空転が生じないため、空転要素につながる係合要素の引き摺りによる抵抗の増加を防ぐことができる。また、全ての前進変速段を通じて空転要素の逆回転が生じないため、シフトアップ・ダウンの際の係合要素の制御も容易となる。更に、最高速段達成時にプラネタリギヤセットが直結状態となるため、通常の車両走行において最も使用期間が長い最高速段におけるプラネタリギヤセットの伝達ロスをなくすことができる。そして、こうした特性の相乗により、自動変速機の伝達効率が向上する。

【0011】また、請求項3記載の構成では、入力経路の回転が、入力回転に対して直結及び増速回転となることで、それらの回転を入力として達成される最低速段から最高速段までの速度比幅が増速方向に広がるため、多段の変速段の各ギヤ比をワイドスプレッドに設定することができる。

【0012】次に、請求項4記載の構成では、プラネタリギヤセットの要素間をつなぐ部材をなくすことができるため、4要素のプラネタリギヤセットのコンパクト化、特に軸方向寸法の短縮が可能となり、自動変速機の軸長の短縮が可能となる。

【0013】

【発明の実施の形態】以下、図面に沿い、本発明の実施形態を説明する。図1～図3は本発明を具体化した車両用自動変速機の第1実施形態を示す。図1にそのギヤトレイン構成をスケルトンで示すように、この自動変速機は、変速機構を1軸上に配設したフロントエンジンリヤドライブ(FR)車用の縦置式の形態を探る。

【0014】このギヤトレインは、発進装置としてのロックアップクラッチ40付の3要素のトルクコンバータ4と、その出力側に配置された変速機構1とで構成される。トルクコンバータ4は、ポンブインペラ41とタービンランナ42とステータ43を備える構成とされている。そして、トルクコンバータ4のタービンランナ42が変速機構1の入力軸11に連結され、変速機構の出力要素が出力部材19に連結されている。

【0015】変速機構1は、入力軸11の回転に対して、固定の第1の速度比(本形態では、直結の速度比1)を持つ第1の入力経路T1と、第1の速度比より大きい固定の第2の速度比(本形態において、速度比1を超える増速比)を持つ第2の入力経路T2と、複数のプラネタリギヤの組み合わせからなる4要素のプラネタリギヤセット(本形態において、ラビニヨタイプのプラネタリギヤセット)Gと、プラネタリギヤセットGの4要素を、速度線図(図3参照)上での各要素の並び順に従い第1～第4要素として、第2の入力経路T2からの回転を、第1要素S3に伝達する第2クラッチ(本明細書を通じて、各係合要素について、配列上で入力側のトルクコンバータに近い順番で呼称を付す。後続の他の実施形態について同じ。)(C-2)と、第4要素S2に伝達する第1クラッチ(C-1)と、第1の入力経路T1からの回転を、第1要素S3に伝達する第4クラッチ(C-4)と、第2要素C2(C3)に伝達する第3クラッチ(C-3)と、第4要素S2を係止する第1ブレーキ(B-1)と、第2要素C2(C3)を係止する第2ブレーキ(B-2)と、第3要素R2(R3)に連結された出力部材としての出力軸19とを有する。

【0016】このギヤトレインは、第2の入力経路T2に第1の入力経路T1とは異なる速度比の回転を生じさせる手段として、入力軸11からの回転を増速して出力する増速プラネタリギヤG1を有する。したがって、増速プラネタリギヤG1からの入力経路が第2の入力経路T2とされ、増速プラネタリギヤG1を介さない入力軸11からの直接の入力経路が第1の入力経路T1とされている。

【0017】プラネタリギヤセットGを構成する4要素

【0027】前掲の図1～図3を併せ参照してわかるように、第1速(1st)は、第4クラッチ(C-4)と第1ブレーキ(B-1)の係合により達成される。この場合、入力軸11(第1の入力経路T1)から第1の速度比の回転(非増速回転)が第4クラッチ(C-4)経由で大径サンギヤS3に入力され、第1ブレーキ(B-1)の係合により係止された小径サンギヤS2に反力を取って、共通リングギヤR2(R3)の最大減速比の減速回転が output 軸19に出力される。

【0028】次の第2速(2nd)は、第2クラッチ(C-2)と第1ブレーキ(B-1)の係合により達成される。この場合、入力軸11から増速プラネタリギヤG1を経て増速された回転が、第2の入力経路T2、第2クラッチ(C-2)経由で大径サンギヤS3に入力され、第1ブレーキ(B-1)の係合により係止された小径サンギヤS2に反力を取って、共通リングギヤR2(R3)の減速回転が output 軸19に出力される。このときの速度比は、入力回転が増速回転であるため第1速(1st)より大きくなる。

【0029】次に、第3速(3rd)は、第3クラッチ(C-3)と第1ブレーキ(B-1)の係合により達成される。この場合、第1の入力経路T1の非増速回転が第3クラッチ(C-3)経由で共通キャリアC2(C3)に入力され、第1ブレーキ(B-1)の係合により係止された小径サンギヤS2に反力を取って、共通リングギヤR2(R3)の減速回転が output 軸19に出力される。このとき、図3の速度線図を参照して分かるように、大径サンギヤS3は、動力伝達には関与せず、共通キャリアC2(C3)と同方向に空転するが、その速度比は2となり、極端な増速とはならずかつ他の要素と同方向の回転であるため、大径サンギヤS3に対する解放状態の第2クラッチ(C-2)のドラムーハブ間の速度比差(以下、ブレーキのハブーケース間の速度比差も含めて、単に相対速度比という)は1以下となり、第4クラッチ(C-4)の相対速度比も1となり、引き摺り抵抗は小さい。

【0030】次の第4速(4th)は、第2クラッチ(C-2)と第3クラッチ(C-3)の同時係合により達成される。この場合、一方で入力軸11から増速プラネタリギヤG1を経て増速された第2の入力経路T2の回転が第2クラッチ(C-2)経由で大径サンギヤS3に入力され、他方で入力軸11から第3クラッチ(C-3)経由で入力された第1の入力経路T1の非増速回転が共通キャリアC2(C3)に入力され、プラネタリギヤセットGの大径サンギヤS3と共通キャリアC2(C3)の回転差分の速度比の減速された回転がリングギヤR2(R3)の回転として output 軸19に出力される。このとき、図3の速度線図を参照して分かるように、小径サンギヤS2は、動力伝達には関与せず、共通キャリアC2(C3)と同方向に空転するが、その速度比は1以

下と低くかつ他の要素と同方向の回転であるため、小径サンギヤS2に対する解放状態の第1クラッチ(C-1)の相対速度比は1強となり、第1ブレーキ(B-1)の相対速度比は0.5程度となり、引き摺り抵抗の増加は避けられる。

【0031】次に、第5速(5th)は、第3クラッチ(C-3)と第4クラッチ(C-4)の同時係合により達成される。この場合、入力軸11から第1の入力経路T1の非増速回転が第3クラッチ(C-3)経由で共通キャリアC2(C3)に入力されると共に、第4クラッチ(C-4)経由で大径サンギヤS3にも入力されるため、プラネタリギヤセットGは直結状態となり、その回転が共通リングギヤR2(R3)の回転となって output 軸19に出力される。この場合は、プラネタリギヤセットGの全ての要素の相対回転がなくなるため歯車伝達ロスがなくなる。このときの各解放状態の残りのクラッチ及びブレーキの相対速度比はいずれも1以下となり、引き摺り抵抗も小さい。

【0032】そして、第6速(6th)は、第1クラッチ(C-1)と第3クラッチ(C-3)の同時係合により達成される。この場合、一方で増速プラネタリギヤG1を経て増速された第1クラッチ(C-1)経由の第2の入力経路T2の回転が小径サンギヤS2に入力され、他方で入力軸11から第3クラッチ(C-3)経由の第1の入力経路T2の非増速回転が共通キャリアC2(C3)に入力されて、共通キャリアC2(C3)と小径サンギヤS2の回転に対する中間の回転が共通リングギヤR2(R3)から output 軸19に出力される。このときの空転要素は大径サンギヤS3となるが、その回転は速度比1より遙かに小さくなり、回転方向も入力回転と同方向となるため、大径サンギヤS3に対して解放状態の第2クラッチ(C-2)の相対速度比は1程度、第4クラッチ(C-4)の相対速度比は1以下といずれも小さく、引き摺り抵抗も小さい。

【0033】次の第7速(7th)は、第1クラッチ(C-1)と第4クラッチ(C-4)の同時係合により達成される。この場合、一方で増速プラネタリギヤG1を経て増速された第1クラッチ(C-1)経由の第2の入力経路T2の回転が小径サンギヤS2に入力され、他方で入力軸11から第4クラッチ(C-4)経由の第1の入力経路T1の非増速回転が大径サンギヤS3に入力されて、大径サンギヤS2と小径サンギヤS3の回転に対する中間の増速回転が共通リングギヤR2(R3)から output 軸19に出力される。このときの空転要素となる共通キャリアC2(C3)の回転は、増速回転と非増速回転の中間の速度比となり、それに対して解放状態の第3クラッチ(C-3)の相対速度比はごく小さく、第2ブレーキ(B-2)の相対速度比は1強となり、この場合の引き摺りも小さい。

【0034】第8速(8th)は、第1クラッチ(C-

とリングギヤR1の歯数比 $\lambda_1 = 0.556$ 、プラネタリギヤセットGの大径サンギヤS2と共に共通リングギヤR2 (R3) すなわちダブルビニオン側の歯数比 $\lambda_2 = 0.593$ 、小径サンギヤS3と共に共通リングギヤR2 (R3) すなわちシングルビニオン側の歯数比 $\lambda_3 = 0.257$ に設定したときのもので、この場合の入出力ギヤ比 (Gear ratio) とギヤ比ステップ (Spread) は、冗長を避けるべく個々の数値の列記を省略するが、図表に示すとおりとなる。またトータルスプレッドは5.15となる。

【0042】特にこの形態の場合、ギヤ比ステップ (Spread) を参照して分かるように、第1-2速間から第7-8速間までの全てのギヤ比ステップにおいて、高速段側に行くに従ってギヤ比ステップが小さくなり、途中に逆転のない極めて良好な特性が得られる。

【0043】また、図6は各クラッチ及びブレーキの係合 (○印でそれらの係合を表す) により達成される変速段と、そのときの各要素の速度比との関係を第1実施形態の場合と同様の表示手法に従う速度線図で示す。この形態の場合、前記のように第3要素を構成する共通キャリアC2 (C3) が出力要素となり、第2要素が共通リングギヤR3 (R2) で構成されるため、第3クラッチ (C-3) の係合と第2ブレーキ (B-2) の係合により制御される要素と出力要素の関係が、第1実施形態に対して入れ替わり、各変速段でのこれらの速度比が入れ替わるが、各変速段での各係合要素の係合に対する両サンギヤS2, S3の挙動は略同様となる。ただし、ギヤ比設定の関係で、第1要素としてのサンギヤS3の第3速時の空転速度比は第1実施形態に対して若干高くなり、逆に第4要素としてのサンギヤS2の後進時の空転速度比は第1実施形態に対して若干低くなる。

【0044】次に示す図7～図9は、第2実施形態に対して4要素のプラネタリギヤセットを変更した第3実施形態を示す。この場合の第2実施形態に対する相違点のみ説明すると、図7のスケルトンを参照して、第2実施形態においてラビニヨタイプとされたプラネタリギヤセットが、3要素の2つのシンプルプラネタリギヤG2, G3をサンギヤ-サンギヤ結合及びキャリアーリングギヤ結合で連結して4要素としたいわゆるシンプソンタイプのギヤセットで構成されている。すなわち、3要素の2つのシンプルプラネタリギヤG2, G3は、プラネタリギヤG2のキャリアC2をプラネタリギヤG3のリングギヤR3に連結し、両サンギヤS2, S3を相互に連結して4要素化されている。そして、この場合、両プラネタリギヤG2, G3の両サンギヤS2, S3が第1要素として第2クラッチ (C-2) のハブ側と第4クラッチ (C-4) のハブ側に連結され、プラネタリギヤG3のキャリアC3が第2要素として第3クラッチ (C-3) のハブ側と第2ブレーキ (B-2) のハブ側に連結され、相互に連結されたキャリアC2とリング

が第3要素としてカウンタギヤ19'に連結され、プラネタリギヤG2のリングギヤR2が第4要素として第1クラッチ (C-3) のドラム側と第1ブレーキ (B-1) のハブ側に連結されている。

【0045】この第3実施形態における各係合要素と達成される変速段の関係も図8に示すように、先の各実施形態と全く同様となる。この係合図表においては、増速プラネタリギヤG1のギヤ比 $\lambda_1 = 0.590$ 、プラネタリギヤセットG2のギヤ比 $\lambda_2 = 0.342$ 、プラネタリギヤセットG3のギヤ比 $= 0.342$ に設定した場合のギヤ比とギヤ比ステップが例示されている。この場合のトータルスプレッドは6.24となる。この実施形態におけるギヤ比ステップも第2実施形態の場合と同様に、逆転がなく、高速段側ほどつまた極めて良好なものとなる。

【0046】また、図9は各クラッチ及びブレーキの係合 (○印でそれらの係合を表す) により達成される変速段と、そのときの各要素の速度比との関係を第2実施形態の場合と同様の表示手法に従う速度線図で示す。この

形態の場合、前記のように第3要素を構成するキャリアC2とリングギヤR3が出力要素となり、第2要素がキャリアC3で構成されるため、第3クラッチ (C-3) の係合と第2ブレーキ (B-2) の係合により制御される要素と出力要素の関係が、第2実施形態に対して入れ替わり、各変速段でのこれらの速度比が入れ替わるが、各変速段での各係合要素の係合に対する両サンギヤS2, S3とリングギヤR2の挙動は略同様となる。ただし、ギヤ比設定の関係で、第1要素としての両サンギヤS2, S3の第3速時の空転速度比は第2実施形態に対して若干高くなり、逆に第4要素としてのリングギヤR2の後進時の空転速度比は第2実施形態に対して若干低くなる。

【0047】次に示す図10～図12は、第3実施形態に対して4要素のプラネタリギヤセットを変更した第4実施形態を示す。この場合の第3実施形態に対する相違点のみ説明すると、図10のスケルトンを参照して、第3実施形態において3要素の2つのシンプルプラネタリギヤG2, G3をサンギヤ-サンギヤ及びキャリアーリングギヤ結合したのに対して、2つのキャリアーリングギヤ結合で連結して4要素としたいわゆるCR-CR結合タイプの構成とされている。すなわち、3要素の2つのシンプルプラネタリギヤG2, G3は、相互のキャリアC2とリングギヤR3及びリングギヤR2とキャリアC3を連結して4要素化されている。そして、この場合、プラネタリギヤG3のサンギヤS3が第1要素として第2クラッチ (C-2) のハブ側と第4クラッチ (C-4) のハブ側に連結され、相互に連結されたキャリアC3とリングギヤR2が第2要素として第3クラッチ (C-3) のハブ側と第2ブレーキ (B-2) のハブ側に連結され、同じく相互に連結されたキャリアC2とリング

【図4】第2実施形態のギャトレインを示すスケルトン図である。

【図5】第2実施形態のギヤトレインの作動並びにギヤ比及びギヤ比ステップの設定例を示す図表である。

【図6】第2実施形態のギャトレインの速度線図である。

【図7】第3実施形態のギャトレインを示すスケルトン図である。

【図8】第3実施形態のギヤトレインの作動並びにギヤ比及びギヤ比ステップの設定例を示す図表である。

【図9】第3実施形態のギャトレインの速度線図である。

【図10】第4実施形態のギヤトレインを示すスケルトン図である。

〔図11〕第4実施形態のギヤトトレインの作動並びにギ

ヤ比及びギヤ比ステップの設定例を示す図表である。

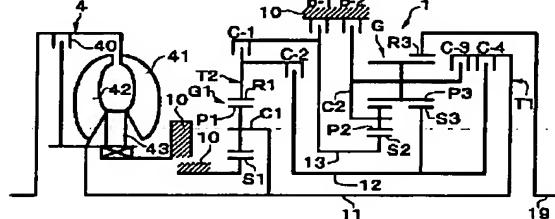
〔図1.3〕第5実施形態のギヤトレインを示すスケルト

〔図14〕第5実施形態のギヤトレンの作動並びにギヤトレンの構成

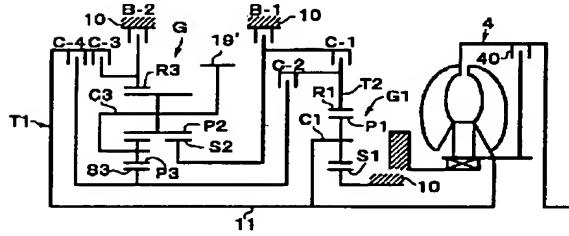
ヤ比及びギヤ比ステップの設定例を示す図表である。
【図1.5.1】第5実施形態のギヤトレインの速度線図である。

（圖一）新竹縣竹東鎮新竹縣立圖書館（圖二）新竹縣立圖書館

11



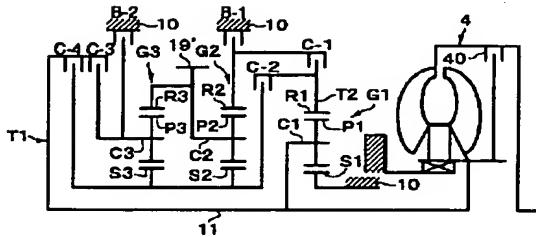
[図4]



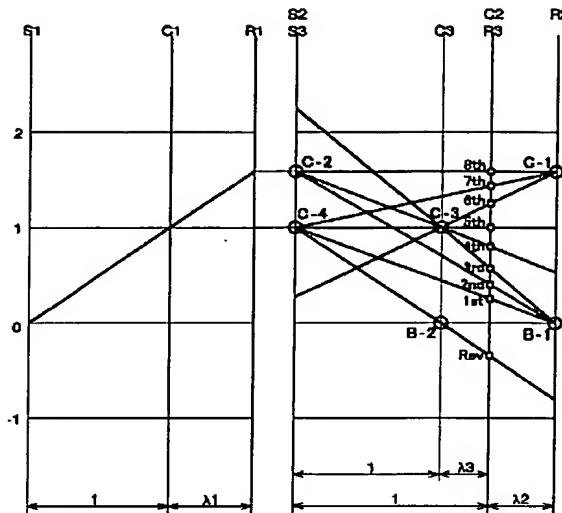
〔圖2〕

	C-1	C-2	C-3	C-4	B-1	B-2	Gear ratio	Spread
1st				O	O		3.538	
2nd		O			O		2.228	1.59
3rd			O		O		1.769	1.28
4th		O	O				1.345	1.32
5th			O	O			1.000	1.35
6th	O		O				0.798	1.26
7th	O			O			0.703	1.13
8th	O	O					0.629	1.12
Rev				O		O	2.300	

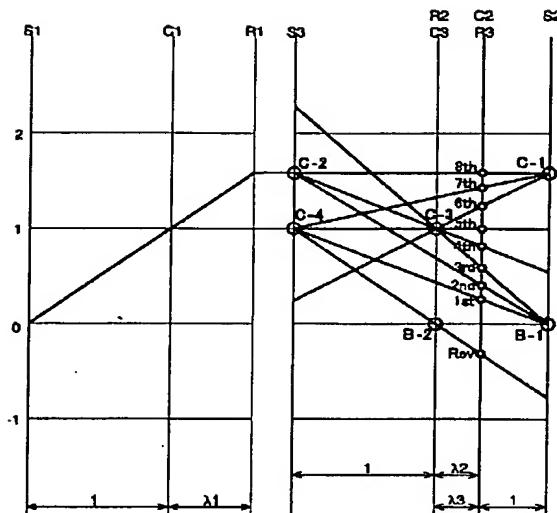
〔图7〕



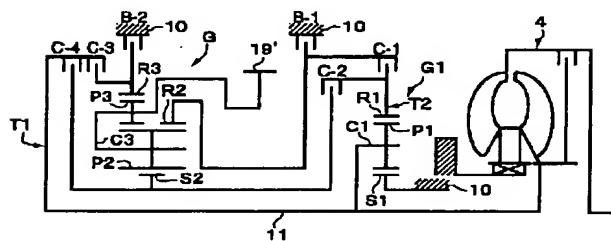
[図9]



〔図12〕



[図13]



[図15]

[図14]

	C-1	C-2	C-3	C-4	B-1	B-2	Gear ratio	Spread
1st				O	O		3.558	1.58
2nd		O			O		2.288	1.35
3rd			O		O		1.897	1.34
4th		O	O				1.283	1.28
5th			O	O			1.000	1.23
6th	O		O				0.814	1.14
7th	O			O			0.715	1.11
8th	O	O					0.643	
Rev				O	O		2.687	

〔図16〕

		変速後ギヤ段							
		1	2	3	4	5	6	7	8
変速前ギヤ段	1	○	○		○		○		
	2	○	○	○					○
	3	○	○		○	○	○		
	4		○	○		○	○		○
	5	○		○	○		○	○	
	6			○	○	○		○	○
	7	○				○	○		○
	8		○	○		○	○		

BEST AVAILABLE COPY